

# 海上直驱风力发电机组主轴轴承振动测试研究

熊康<sup>1</sup>, 李源<sup>1,✉</sup>, 马奔奔<sup>1</sup>, 王林<sup>1</sup>, 袁容<sup>2</sup>

(1. 东方电气风电股份有限公司, 四川 德阳 618000;

2. 成都大学机械工程学院, 四川 成都 610106)

**摘要:** [目的] 风力发电机组运行环境恶劣, 易发生各类故障。主轴轴承作为传动系统的中枢部件, 其前期故障不易察觉, 故障评估十分困难, 且海上作业受窗口期限制, 如何准确评估海上机组主轴轴承的运行状况, 成为了行业的一大难点。[方法] 该研究针对某海上 7 MW 级别的直驱机组发电机主轴轴承运行状况, 通过理论公式推导了风轮载荷在传动链中的传递过程, 得出主轴轴承所受的径向载荷和轴向载荷; 通过主轴轴承有限元计算分析, 得出轴承滚道内的承压区载荷分布, 与理论推导相互验证, 初步确定了振动监测测点位置。[结果] 最后, 根据轴承测点位置, 在风机现场进行了振动监测, 得到了清晰的时域振动曲线, 分析了主轴轴承的振动有效值、冲击信号响应频次、加速度包络特征等振动监测结果, 并配合轴承内部润滑油成分检测结果, 定性判断了主轴轴承内部具体部件的损伤程度。[结论] 该研究明确了大兆瓦级直驱海上风电机组主轴轴承测点位置, 准确评估了主轴轴承运行状况, 可为设计和维护人员提供技术支持。

**关键词:** 振动监测; 海上直驱风机; 滚动轴承测点; 包络分析; 故障诊断

中图分类号: TK89; TK83

文献标志码: A

文章编号: 2095-8676(2024)

OA: <https://www.energychina.press/>

## Research on Vibration Testing of Main Shaft Bearing of Offshore Direct-Drive Wind Turbine Generator System

XIONG Kang<sup>1</sup>, LI Yuan<sup>1,✉</sup>, MA Benben<sup>1</sup>, WANG Lin<sup>1</sup>, YUAN Rong<sup>2</sup>

(1. Dongfang Electric Wind Power Co., Ltd., Deyang 618000, Sichuan, China;

2. College of Mechanical Engineering, Chengdu University, Chengdu 610106, Sichuan, China)

**Abstract:** [Introduction] Wind turbine generator systems (WTGS) are prone to various types of failures due to the harsh operating environment. For the main bearing, a central component of the transmission system, it is difficult to detect and evaluate its early failure, and offshore operations are restricted by limited weather windows. How to accurately evaluate the operating conditions of the main bearings of offshore units has become a major difficulty for the industry. [Method] The study focused on the operation condition of the main bearing of an offshore direct-drive generator with a capacity of 7 MW. The transmission process of the wind wheel load in the transmission chain was deduced by the theoretical formula, and the radial load and axial load on the main bearing were obtained. Through the finite element calculation and analysis of the main bearing, the load distribution within the bearing raceway was obtained, which was mutually verified with the theoretical derivation, and the position of the vibration monitoring point was determined preliminarily. [Result] Finally, according to the position of the bearing measuring point, the vibration monitoring is carried out in the WTGS site, and a clear time-domain vibration curve is obtained. The vibration monitoring results such as the effective value of the vibration of the main bearing, the response frequency of the impact signal, and the acceleration envelope characteristics are analyzed. Combined with the detection results of the grease composition inside the bearing, the damage degree of main bearing's specific components is qualitatively judged. [Conclusion] This study has identified the measuring point position of the main bearing of multi-megawatt direct-drive offshore WTGS, and accurately assessed the operating condition of the main bearing, which can provide technical support for design and maintenance personnel.

**Key words:** vibration monitoring; offshore direct-drive WTGS; measuring points of rolling bearing; envelope analysis; fault diagnosis

收稿日期: 2023-11-14 修回日期: 2024-02-27

基金项目: 国家自然科学基金“多重损伤耦合作用的风电机组传动系统故障物理可靠性分析和设计优化”(52175130)

## 0 引言

海上机组所处环境表现为高盐雾、高腐蚀性,所受风载特征为持续稳定的高风速,机组满载运行时间较长,其结构部件易发生疲劳损伤。此外,潮汐引发的波浪冲击对机组各部件的结构稳定性也有一定影响。研究表明,齿轮箱、主轴承、偏航系统等部件故障对机组长期运行的影响最大,损失最严重<sup>[1]</sup>。主轴承作为连接机组传动系统、发电机系统的中枢部件,其安全性问题更是重中之重。然而,海上机组运维环境的特殊性,使得主轴承故障前期不易察觉,只能靠微弱的冲击异响来辨别,这为主轴承的故障评估带来了极大困难<sup>[2]</sup>。轴承发生故障时,其振动信号特征常表现为非高斯、非平稳的随机性<sup>[3]</sup>;并且机组传动系统的振动形式为复杂的多刚体耦合振动,运行噪声大,存在着大量干扰信号。因此,如何有效提取轴承振动信号,识别振动特征,成为了诊断机组故障的关键。

振动监测是一种常用的故障诊断手段<sup>[4]</sup>,其不仅包括 FFT、倒频谱、功率谱、包络分析等频域分析方法,还包括了经验模态分解(EMD)、小波分析、模式识别等时频分析方法<sup>[5]</sup>。领域内已经有较多的学者利用各种智能振动监测方法对风电机组轴承的振动故障进行了研究:有效值能够反映一定时间内轴承振动能量的平均大小,适用于描述轴承磨损点蚀一类的持续性渐变故障<sup>[6]</sup>;频域范围内的分析方法更为准确,其中包络分析能够描述轴承损伤积累量较小的故障;时频分析法则能够完整描述振动信号频率与时间的关系,包括局部特征。戴耀辉<sup>[7]</sup>等人采用小波变换对直驱风机轴承的滚动体、内外圈振动信号进行分解,通过小波能谱熵和高阶统计量双谱计算了振动信号特征值。张静<sup>[8]</sup>对某风场的双馈机组轴承振动实测数据进行分析,将变分模态分解方法和奇异值分解降噪技术结合,建立了自适应变分模态分解-奇异值分解降噪的特征提取模型,准确实现对风电机组轴承振动信号的故障特征提取与诊断。王晓龙<sup>[9]</sup>等基于 EMD,提出了自适应模态分析算法(ACMD),分离出了各种混合的轴承故障特征频率。

综上所述,虽然当前学者们针对轴承振动故障,提出了时域、频域以及综合性的各种分析方法,取得了不错的成果,但是其研究对象大都局限于实验手段或是陆地上的小型机组,对于海上机组的研究则

是寥寥无几。陆上机组的研究主要集中分析了 2 MW 级别的双馈风电机组<sup>[10-12]</sup>。半直驱和直驱机组的故障分析研究相对较少,于成海<sup>[13]</sup>等分析了 5 MW 直驱永磁发电机组故障,提出了防止发电机绝缘降低的预防措施。海上风电机组易受海浪冲击影响,其传动系统振动形式受塔筒振动影响较大,表现为复杂的多刚体耦合振动,研究难度极大。由此可见,亟待开展海上风电机组轴承现场故障监测的研究,填补风电行业研究空缺。

文章考虑了含塔筒振动特征的多刚体耦合振动,针对海上直驱风电机组现场的轴承振动故障监测进行研究。首先通过理论推导和有限元计算,分析得到了直驱机组主轴前后轴承承压区分布情况;随后根据轴承承压区位置,选定了振动测点;最后依据该测点,对某两台海上 7 MW 直驱机组进行了轴承振动监测,通过振动信号的有效值分析、脉冲响应、包络分析,验证了测点的准确性,并且结合轴承润滑油脂成分检测,分析了轴承的磨损情况,成功诊断了轴承的故障类型,定性判断了轴承内部具体部件的损伤程度,为设计和维护人员提供技术支持。

## 1 主轴承测点确定

### 1.1 直驱机组发电机结构特征

风电机组主要分为直驱机组、半直驱机组以及双馈机组三大类。其中直驱机组以低故障率闻名,这主要得益于其主轴承多为集成式的大型滚动轴承。轴承外圈与发电机定轴固定连接;内圈与主轴相连,通过风轮转动,带动内圈旋转;两组轴承分布于主轴前后两端。通常,主轴承靠近风轮一端为前轴承;靠近机舱一端为后轴承,如图 1 所示。

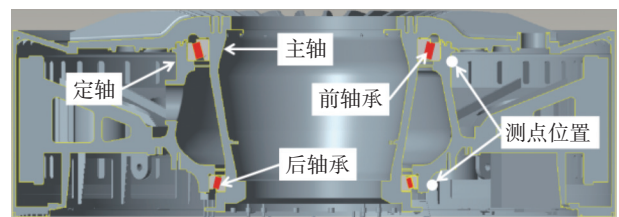


图 1 直驱机组发电机内部结构

Fig. 1 Internal structure of direct drive unit generator

主轴承运行环境通常为密闭空间,轴承故障原因通常为润滑不良、装配不当以及负载超出设计载荷等。由于超载、油量不足等造成润滑油膜破裂,承

压区局部应力过大, 承压区如图 2 所示, 接触区域塑性硬化, 萌生裂纹; 循环往复, 裂纹不断扩展, 表面硬化层从接触体上剥落, 形成点蚀。同时, 由于接触面积突变, 滚动体受力也随之发生突变, 会受到短暂的脉冲力, 在振动信号上反映为震荡衰减的脉冲响应。轴承的不同部件出现点蚀后, 其脉冲频率不同。根据文献 [14] 提出的浮式风机多刚体系统 Lagrange 方程, 最佳振动测点应选取于轴承外圈本身, 以避免传动系统的多刚体耦合振动影响。然而前后轴承外圈与定轴之间装配紧密, 无法布置传感器, 只能将传感器安装于定轴上。定轴虽与轴承外圈紧密连接, 但是在三维空间内, 轴承各个方向上的负荷不同, 游隙不同, 导致刚度不同, 其内部结构振动的传递效果也不同。

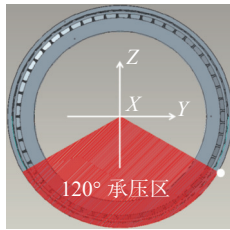


图 2 主轴轴承运行承压区

Fig. 2 Main bearing running pressure zone

国家标准 GB/T 35854—2018<sup>[15]</sup> 的 4.3 节明确指出主轴测点应靠近主轴承压区。因为该区域内轴承负荷较大, 游隙较小, 结构刚度好, 振动传递明显, 且轴承外圈滚道易受疲劳损伤, 易出现点蚀, 值得重点观测。

### 1.2 直驱机组主轴受力分析

根据直驱机组发电机结构特点, 求解主轴轴承受到的轴向载荷和径向载荷。轮毂中心载荷<sup>[16]</sup>通过主轴传递至轴承和发电机, 主轴受力简图如图 3 所示。

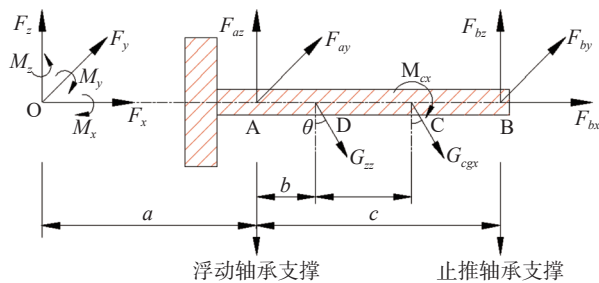


图 3 主轴受力分析

Fig. 3 Force analysis of the main shaft

图 3 中 O 点为轮毂中心极限载荷作用点, A 点处  $F_{az}$ 、 $F_{ay}$  为主轴支撑座处前轴承对主轴的支反力;

D 点为主轴的重力  $G_{zz}$ ; B 点处  $F_{bz}$ 、 $F_{by}$  为后轴承对主轴的支反力; C 点处  $M_{cx}$  为发电机对主轴的扭矩,  $G_{cgx}$  为发电机的重力,  $F_{bx}$  为定轴受到的轴向力,  $\theta$  为机架倾角。

根据受力平衡, 在 x 方向上:

$$F_x + F_{bx} + G_{zz} \sin \theta + G_{cgx} \sin \theta = 0 \quad (1)$$

在 y 方向上:

$$F_y + F_{ay} + F_{by} = 0 \quad (2)$$

在 z 方向上:

$$\begin{aligned} F_z + F_{az} + F_{bz} - G_{zz} \cos \theta \\ - G_{cgx} \cos \theta = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

在 xz 平面对 A 点取矩:

$$\begin{aligned} M_y + F_z a + G_{zz} \cos \theta b \\ - F_{bc} c + G_{cgx} \cos \theta d = 0 \end{aligned} \quad (4)$$

在 xy 面内对 A 点取矩:

$$M_z - F_y a + F_{by} c = 0 \quad (5)$$

联立以上 5 个方程可以求得:

$$\left\{ \begin{aligned} F_{ay} &= -F_y - \frac{F_y a}{c} + \frac{M_z}{c} \\ F_{az} &= -F_z - \frac{F_z a}{c} - \frac{M_y}{c} + G_{zz} \cos \theta + G_{cgx} \cos \theta - \\ &\quad \frac{G_{zz} b \cos \theta + G_{cgx} d \cos \theta}{c} \\ F_{bx} &= -F_x - G_{zz} \sin \theta - G_{cgx} \sin \theta \\ F_{by} &= \frac{F_y a}{c} - \frac{M_z}{c} \\ F_{bz} &= \frac{F_z a}{c} + \frac{M_y}{c} + \frac{G_{zz} b \cos \theta + G_{cgx} d \cos \theta}{c} \end{aligned} \right. \quad (6)$$

根据力的平衡, 前轴承所受的径向作用力  $F_{ar}$  为:

$$F_{ar} = \sqrt{F_{ay}^2 + F_{az}^2} \quad (7)$$

后轴承所受到的径向力  $F_{br}$  和轴向力  $F_{ba}$  为:

$$F_{br} = \sqrt{F_{by}^2 + F_{bz}^2} \quad (8)$$

$$F_{ba} = F_x + G_{zz} \sin \theta + G_{cgx} \sin \theta \quad (9)$$

言而言之, 通过以上计算, 即可根据轮毂中心载荷计算出前、后轴承所受的径向载荷和轴向载荷。

### 1.3 有限元计算分析

考虑风轮载荷谱  $[M(x,y,z)+F(x,y,z)]$ , 结合 Romax 软件<sup>[17]</sup> 对前、后轴承进行有限元计算分析, 计算模型如图 4 所示, 三维模型包括轮毂、发电机主轴、前后轴承、发电机定轴以及机架。



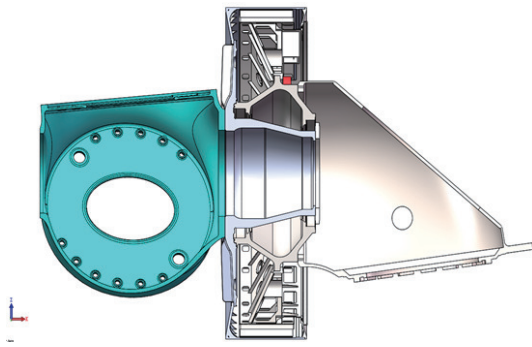


图4 三维计算模型

Fig. 4 Three-dimensional numerical model

根据计算结果发现:多数工况下,前轴承内外滚道接触应力最大值集中于轴承下方 $120^\circ$ 区域范围内;后轴承则是集中在轴承上方区域范围内。具体如图5所示。

究其原因,应该是前轴承受风轮重力影响较大,在风轮重力和风轮载荷谱的联合作用下,使其承压区集中于下方;并且外载荷先通过前轴承传递,使得前轴承“下压”,再通过主轴传递至后轴承,后轴承呈现“上翘”趋势,使其承压区集中于上方。

仅受重力作用时,轴承最下方承压最大;考虑风轮载荷谱 $[M(x,y,z)+F(x,y,z)]$ 后,前轴承承压区集中在下方 $120^\circ$ 区域范围内,如图2所示;而后轴承则是集中于轴承上方。

综上所述,在最大限度避免多刚体耦合振动,保证轴承内部结构振动传递效果,以及风机现场可安全操作的三大前提下,最终选取定轴外壁,正对轴承承压区边缘位置为主轴前后轴承的振动监测测点,如图1白色测点所示。

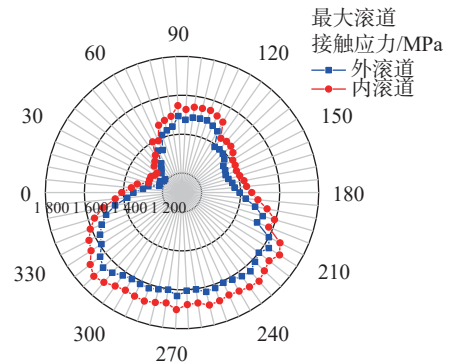
## 2 轴承振动监测

### 2.1 监测方法

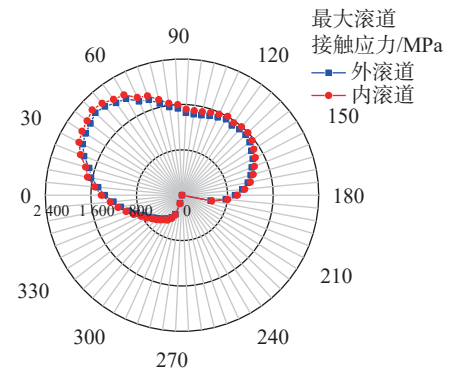
使用 IOtech DSA Model 672u 动态分析仪,配合三轴加速度传感器进行实时监测,通过 ez-TOMAS 软件进行数据采集,分析频率范围为 $0 \sim 500$  Hz,频谱线数为 25600,频率分辨率为 $0.01953$  Hz,单次数据采集时长为 $51.2$  s<sup>[18]</sup>。通过限制转速的方法,对两台风机(1#主轴承异响机组和2#主轴承无异响机组)进行 $3$  r/min、 $4$  r/min、 $5$  r/min 以及并网负载4个工况的轴承振动监测,测试工况如表1所示。

### 2.2 振动有效值

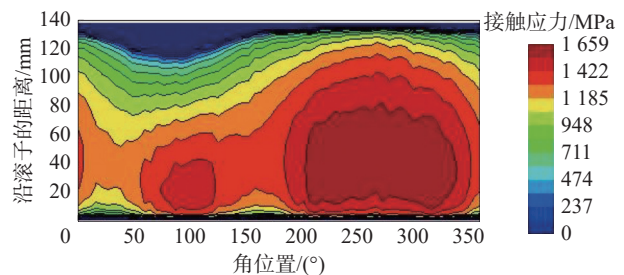
有效值能够反映一定时间内轴承振动的平均能



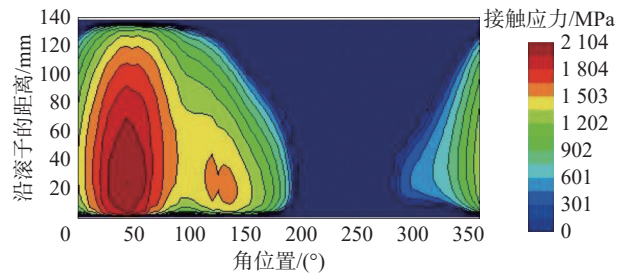
(a) 前轴承滚道接触应力



(b) 后轴承滚道接触应力



(c) 前轴承外圈滚道接触应力云图



(d) 后轴承内圈滚道接触应力云图

图5 前后轴承有限元计算结果

Fig. 5 Calculation results of finite element for front and rear bearings

量大小。根据国家标准 GB/T 35854—2018<sup>[15]</sup>的 6.2.2 节,针对不带齿轮箱的风电机组的主轴承振动评估,对振动加速度有效值设定两个边界值,即低限

表 1 轴承振动测试工况

Tab. 1 Vibration test conditions of bearing

| 工况序号 | 发电机转速/(r·min <sup>-1</sup> ) | 测试时间  | 平均风速/(m·s <sup>-1</sup> ) |
|------|------------------------------|-------|---------------------------|
| 1    | 3                            | 14:13 | 4                         |
| 2    | 4                            | 14:21 | 4                         |
| 3    | 5                            | 14:31 | 4                         |
| 并网   | 6.5                          | 14:47 | 4                         |

0.3 m/s<sup>2</sup> 和高限 0.5 m/s<sup>2</sup>。振动加速度有效值  $a_{w0}$  的等能力评估计算公式为:

$$a_{w0} = \sqrt{\frac{1}{T_0} \int_0^{T_0} a_w^2(t) dt} \quad (10)$$

式中:

$a_w(t)$  —— 给定频率范围内振动加速度的时间函数;

$T_0$  —— 评估周期(s)。

在所有工况的监测过程中, 1#风机前、后轴承的径向振动加速度最大有效值分别为 0.314 m/s<sup>2</sup> 和 0.306 m/s<sup>2</sup>, 处于低限和高限之间, 需要调查振动源, 复核运行条件, 确认当前振动水平是否允许长期连续运行; 2#风机前、后轴承的径向振动加速度最大有效值分别为 0.201 m/s<sup>2</sup> 和 0.170 m/s<sup>2</sup>, 未超过低限, 可长期连续运行, 如表 2 所示。

表 2 风机主轴轴承振动加速度最大有效值

Tab. 2 Maximum effective value of vibration acceleration of main bearing

| 轴承位置 | 测量值/(m·s <sup>-2</sup> ) | 状态  | 低限/(m·s <sup>-2</sup> ) | 高限/(m·s <sup>-2</sup> ) |
|------|--------------------------|-----|-------------------------|-------------------------|
| 1#前端 | 0.314                    | 超低限 | 0.3                     | 0.5                     |
| 1#后端 | 0.306                    | 超低限 | 0.3                     | 0.5                     |
| 2#前端 | 0.201                    | 未超限 | 0.3                     | 0.5                     |
| 2#后端 | 0.170                    | 未超限 | 0.3                     | 0.5                     |

### 2.3 脉冲响应

当轴承的滚动体以及内外圈等部位出现局部故障时, 监测数据就会出现相应的脉冲信号<sup>[19]</sup>。图 6 为两台机组在不同监测工况下的前轴承振动加速度时域变化曲线。在整个测试过程中, 1#机组伴随着大量的脉冲信号, 并且并网负载后其脉冲峰值急剧增大, 最大约为 0.22 g; 2#机组在并网前只有些许零星的脉冲信号, 并网负载后脉冲信号消失, 并且轴承振动幅值随着转速增加, 增长缓慢, 最大约为 0.04 g, g 为重力加速度 (9.8 m/s<sup>2</sup>)。由此可以判定, 1#机组

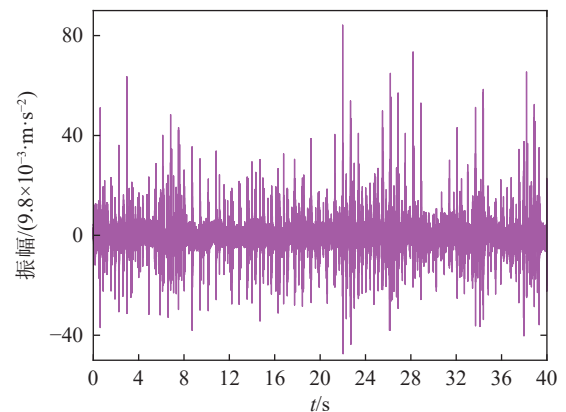
前轴承已发生故障; 2#机组前轴承未发生故障。

对 1#机组各相邻脉冲峰值之间的时间间隔进行整理, 求取所有脉冲时间间隔的平均值, 进而计算相应的脉冲特征频率。由前轴承脉冲信号可得: 不同转速下的脉冲特征频率与转频的比值为一个固定值, 约为 22, 如表 3 所示。即 1#机组前轴承在不同运行转速下, 存在着同一种内部缺陷所激发的周期性冲击振动<sup>[19]</sup>, 表明了 1#机组前轴承的某一部件已损伤。

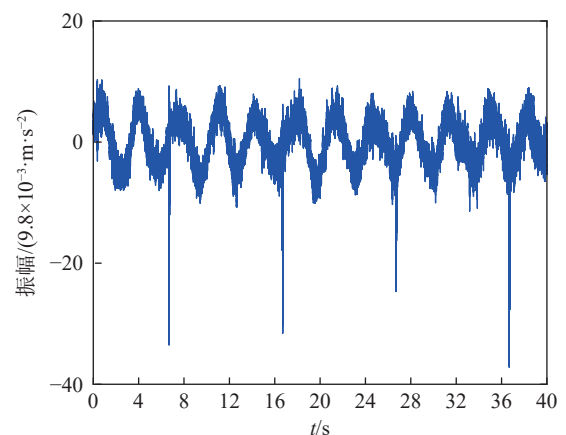
### 3 塔顶振动监测

主轴承、发电机等重要部件均位于塔筒顶端, 塔顶振动情况的大小直接影响着机组是否能够正常运行。VDI-3834 标准<sup>[20]</sup>指出: 对于塔顶振动加速度的评估, 当其振动频率在 0.1 ~ 10 Hz 范围内, 且振动幅值小于 0.3 m/s<sup>2</sup> 时, 机组可视为能够正常连续运行。

塔筒三轴加速度传感器布置于机舱正下方的塔筒顶端内壁上, 其中  $x$  轴为塔筒轴向、 $y$  轴为塔筒轴向、 $z$  轴为塔筒径向。在整个测试过程中, 1#、2#机



(a) 1# 风机未并网时



(b) 2# 风机未并网时

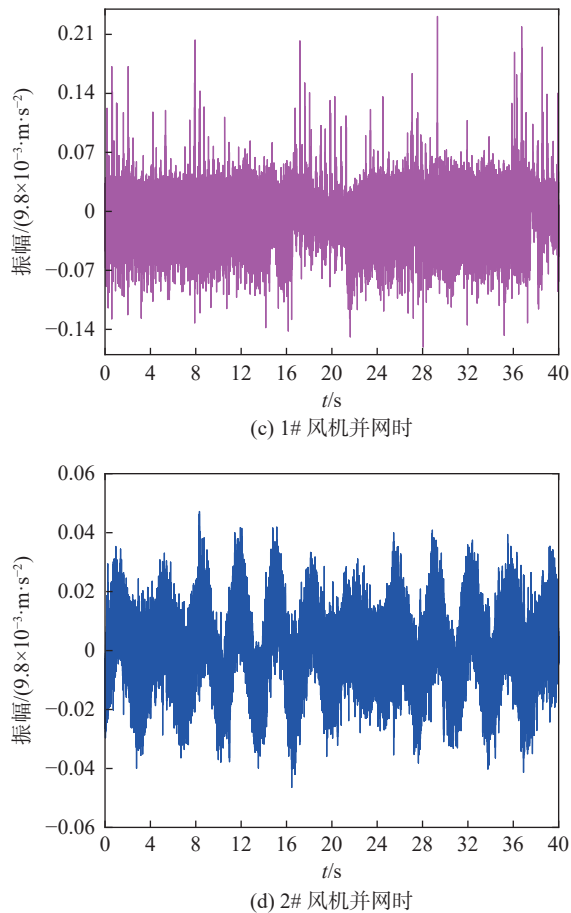


图6 不同工况下两台风机前轴承径向振动加速度实时信号  
Fig. 6 Real-time signal of radial vibration acceleration of front bearing under different working conditions

组塔顶振动无异常,其最大振动幅值分别为  $0.120 \text{ m/s}^2$ 、 $0.280 \text{ m/s}^2$ ,且各工况下振动频率均在  $0.293 \sim 0.313 \text{ Hz}$  之间(测试精度为  $0.01953 \text{ Hz}$ ),如图7所示,属于正常的塔筒一阶振动,可以排除地基沉降等塔筒相关因素对主轴承带来的影响。

#### 4 加速度包络分析

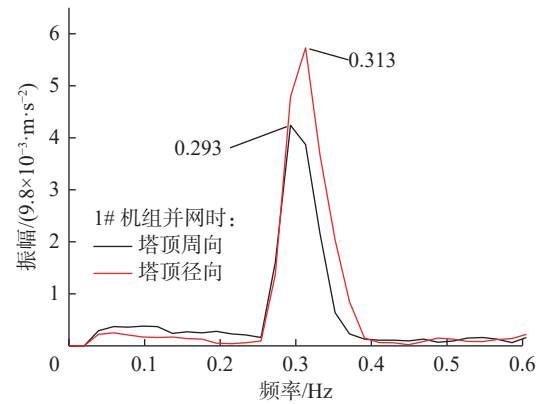
由于风机传动系统运行环境复杂多变,滚动轴承的故障特征信号常容易被相邻的噪声信号掩盖,只有对这些信号进行解调处理,才能识别出轴承的故障特征。加速度包络解调便是一种能够有效提取微弱故障特征的方法<sup>[21]</sup>。该方法通过对高频脉冲信号进行平方处理,根据三角函数积化和差公式设置滤波阈值,将高频信号转化至低频区间,最后通过快速傅里叶变换,得到明显的缺陷特征及其谐振波形<sup>[22]</sup>。

通过对原始监测数据进行包络分析,得到了两

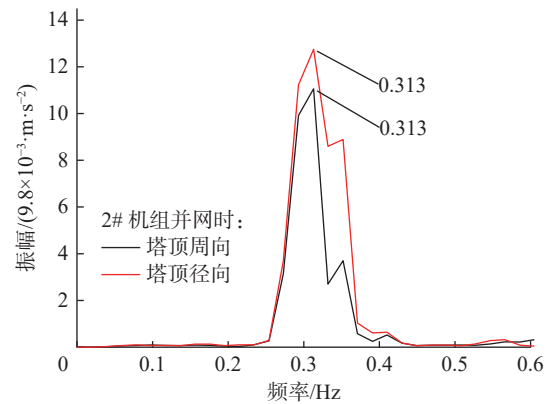
表3 不同转速下1#机组前轴承冲击异响监测

Tab. 3 Monitoring of impact abnormal noise of front bearing at different speeds

| 转速/( $\text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ ) | 脉冲间隔/s | 转频/Hz | 脉冲频率/Hz | 脉冲转频比 |
|---------------------------------------|--------|-------|---------|-------|
| 3                                     | 0.903  | 0.050 | 1.107   | 22.15 |
| 4                                     | 0.684  | 0.067 | 1.462   | 21.93 |
| 5                                     | 0.544  | 0.083 | 1.838   | 22.06 |
| 6.5                                   | 0.422  | 0.108 | 2.370   | 21.87 |



(a) 1# 机组塔顶振动情况



(b) 2# 机组塔顶振动情况

图7 塔筒顶部振动监测结果

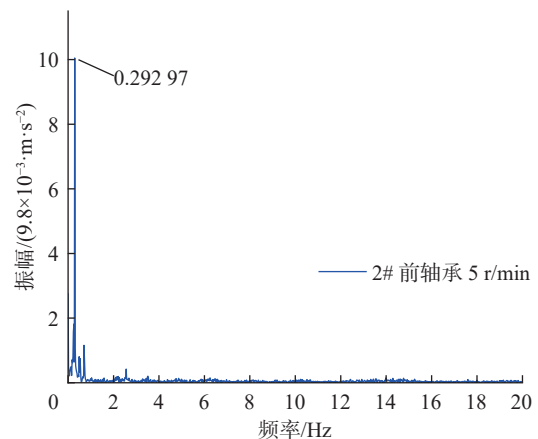
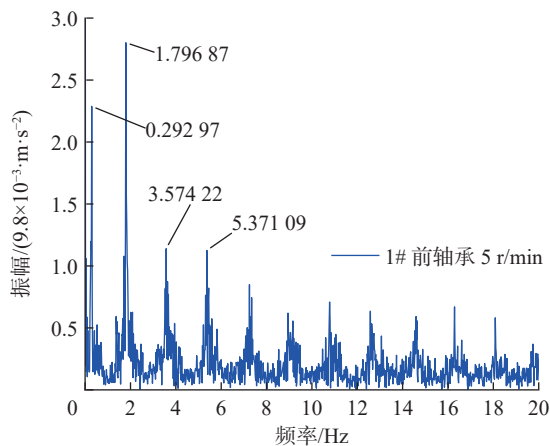
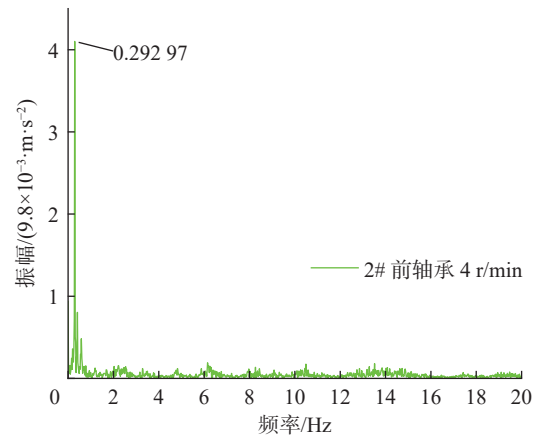
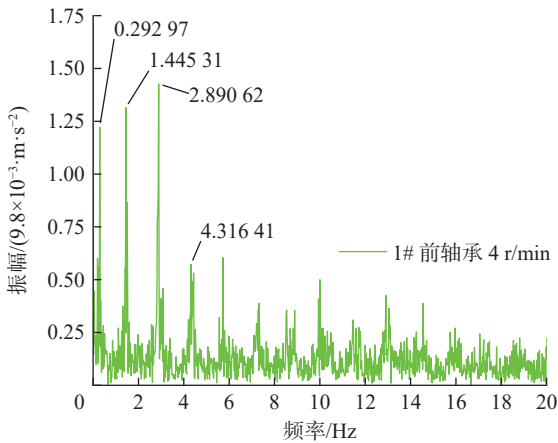
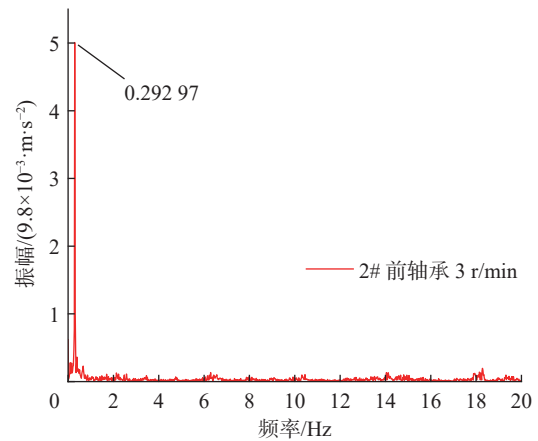
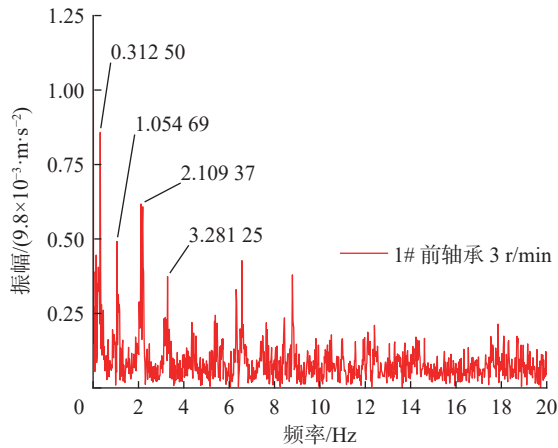
Fig. 7 Vibration monitoring results of the top of the tower

台机组主轴前后轴承在不同工况下的振动加速度包络曲线,如图8、图9所示,发现了缺陷故障所引起的微弱特征频率。在不同转速下,两机组主轴前后轴承均在  $0.29297 \sim 0.31250 \text{ Hz}$  出现了一个特征峰值,该特征频率不受转速影响、振动幅值较大,且与机组塔筒顶端振动频率相同。此外,1#机组还存在多个有规律的特征峰值,2#机组无其他特征峰值出现。

进一步分析发现,随着转速增加,1#机组前轴承加速度包络的各个特征峰值逐渐变大,且塔筒一阶

振动频率在包络谱中的体现程度逐渐降低，并网后完全消失。1#机组后轴承包络谱也有类似的变化特征，不同的是并网后，塔筒一阶固有频率在包络谱中依然有所体现。对比 2#机组的包络谱，1#机组包络谱中塔筒振动的体现相对较弱，即 1#机组前轴承振动幅值随着转速的增大而急剧增加，其振动特征峰值在包络谱中的体现程度增大显著。这一点与 2.3 节时域信号中 1#机组前轴承的脉冲响应特征一致。

轴承各部件故障特征信息见表 4，通过表 5 中“倍数表达”数据列和表 4 中“故障频率与转频比值”的对比分析，发现 1#机组不同工况下的特征频率与转动频率的比值基本为前轴承滚动体故障特征值 10.8 的 2、4、6 倍。2 倍的滚动体故障特征值与本研究 2.3 节表 3 的“脉冲转频比”也有较好的一致性。综上所述，无论是通过时域信号，还是频域分析，均发现了滚动体故障特征频率的倍频，即引发轴承异



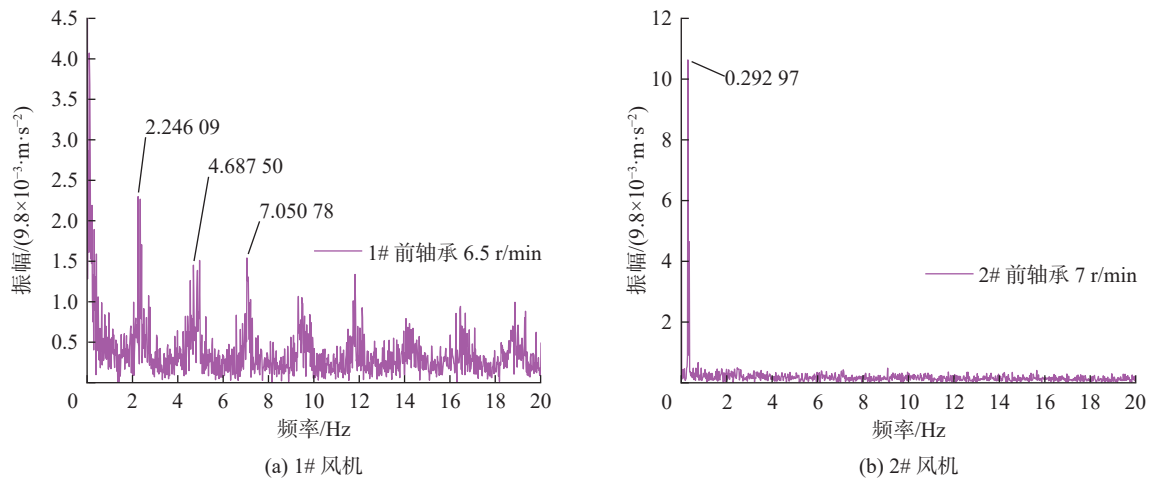


图 8 前轴承振动加速度包络曲线

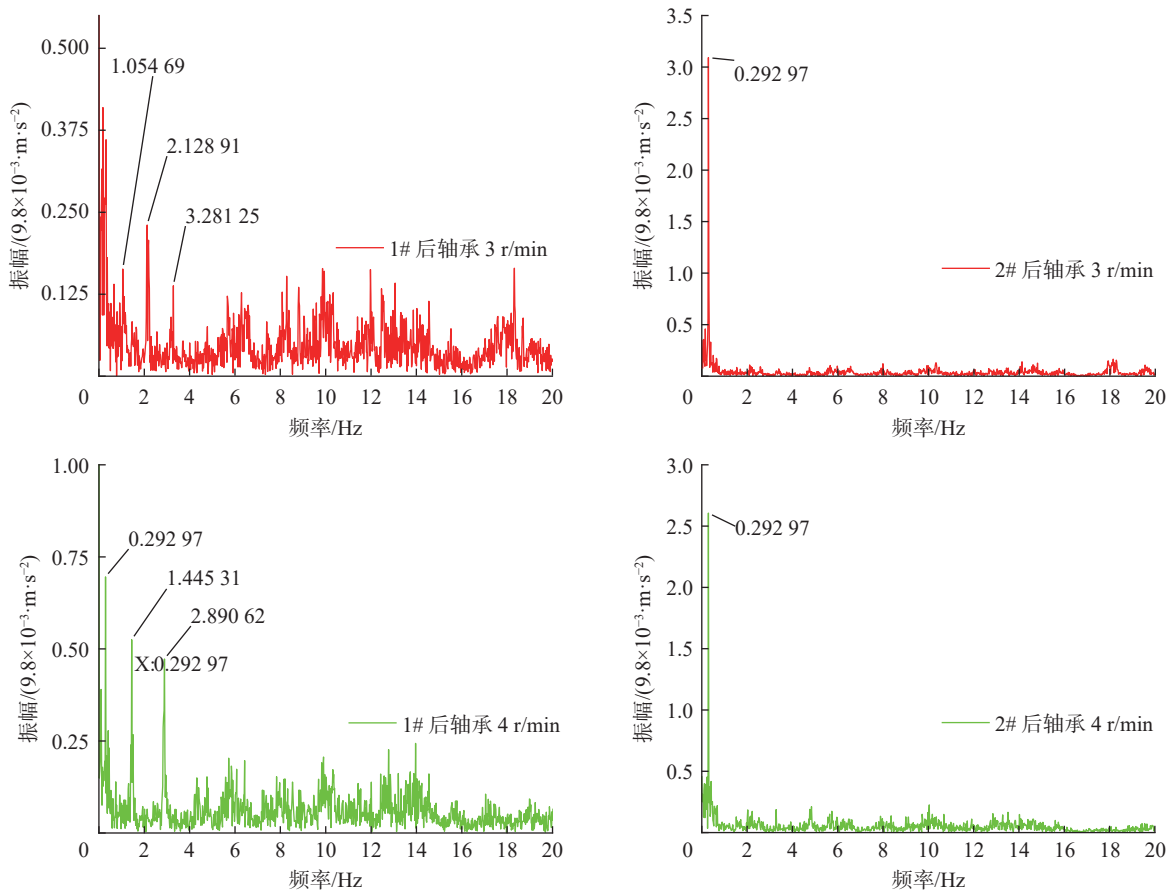
Fig. 8 Vibration acceleration envelope curve of front bearing

响的故障部件是前轴承滚动体。

## 5 润滑油脂检测

通过滚动轴承润滑油脂的成分检测, 根据各项金属含量指标, 能够直观地判断轴承内部的磨损情

况。从两机组主轴前后轴承取脂孔取样并送检, 经过光谱分析发现, 1#机组前轴承润滑油脂中的磨损金属元素铁含量为 1837 mg/kg, 远高于测试标准 ASTM D7303 的控制线, 超标严重, 表明轴承内部磨损严重; 1#机组后轴承及 2#机组前后轴承的油脂检





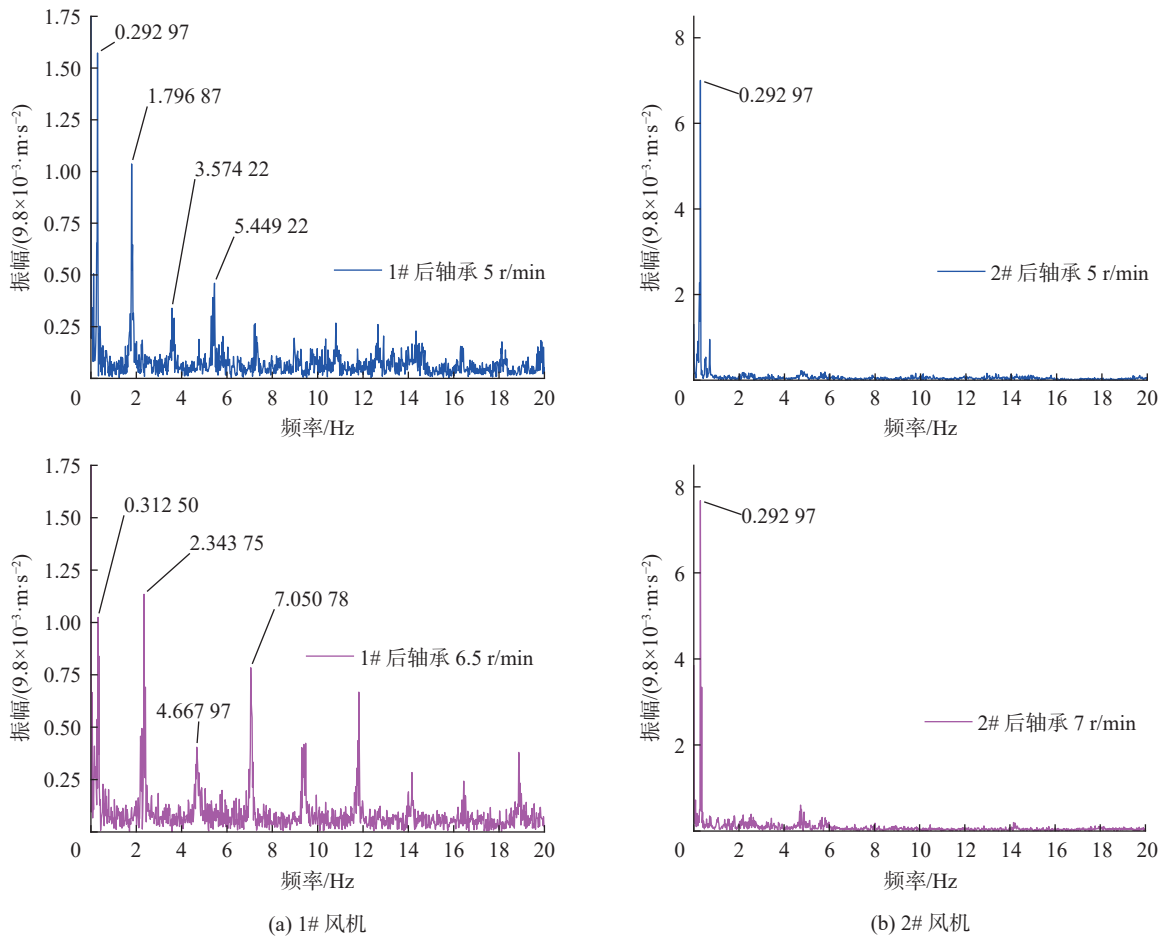


图 9 后轴承振动加速度包络曲线

Fig. 9 Vibration acceleration envelope curve of rear bearing

表 4 主轴承各部件故障特征信息

Tab. 4 Fault characteristic information of main bearing components

| 轴承端 | 转速/(r·min <sup>-1</sup> ) | 故障特征频率/Hz |       |       |      | 转频/Hz | 故障频率与转频比值 |       |       |      |
|-----|---------------------------|-----------|-------|-------|------|-------|-----------|-------|-------|------|
|     |                           | 外圈        | 内圈    | 滚动体   | 保持架  |       | 外圈        | 内圈    | 滚动体   | 保持架  |
| 前轴承 | 60                        | 31.13     | 33.87 | 10.80 | 0.48 | 1     | 31.13     | 33.87 | 10.80 | 0.48 |
| 后轴承 | 60                        | 34.58     | 37.42 | 12.00 | 0.48 | 1     | 34.58     | 37.42 | 12.00 | 0.48 |

测结果均在正常范围内, 磨损正常, 具体结果见表 6。由此证实了 1# 机组主轴前轴承存在故障, 2# 机组主轴承无故障。

## 6 结论

本研究针对海上直驱风电机组轴承现场的振动故障监测, 考虑了含塔筒振动特征的多刚体耦合振动, 明确了机组主轴承测点位置。通过对某两台海上 7 MW 直驱风电机组进行振动监测, 获得了不同转速下的轴承振动加速度实时信号; 经过振动加速

度有效值、时域脉冲信号响应以及加速度包络分析, 定性判断出了轴承内部具体部件的损伤程度, 为设计和维护人员提供技术支持。本研究的主要结论如下:

1) 通过理论推导和有限元计算分析得到的直驱风力发电机组主轴前后轴承的承压区测点位置是准确的, 并且根据测点实机测试, 发现正常机组轴承的最大振动值为 0.04 g; 故障机组最大振动值为 0.22 g。故障机组的轴承振动水平约为正常机组的 5 倍, 存在较大风险。

表 5 机组 1#主轴承包络特征频率

Tab. 5 Envelope characteristic frequency of unit 1# main bearing

| 转速/(r·min <sup>-1</sup> ) | 转动频率/Hz   | 前端故障频率/Hz | 前端比值   | 倍数表达    | 后端故障频率/Hz | 后端比值   | 倍数表达    |
|---------------------------|-----------|-----------|--------|---------|-----------|--------|---------|
| 3                         | 0.05      | 1.054 69  | 21.094 | 2×10.55 | 1.054 69  | 21.094 | 2×10.55 |
| 3                         | 0.05      | 2.109 37  | 42.187 | 4×10.55 | 2.128 91  | 42.578 | 4×10.64 |
| 3                         | 0.05      | 3.281 25  | 65.625 | 6×10.94 | 3.281 25  | 65.625 | 6×10.94 |
| 4                         | 0.066 667 | 1.445 31  | 21.680 | 2×10.84 | 1.445 31  | 21.680 | 2×10.84 |
| 4                         | 0.066 667 | 2.890 62  | 43.359 | 4×10.84 | 2.890 62  | 43.359 | 4×10.84 |
| 4                         | 0.066 667 | 4.316 41  | 64.746 | 6×10.79 | —         | —      | —       |
| 5                         | 0.083 333 | 1.796 87  | 21.562 | 2×10.78 | 1.796 87  | 21.562 | 2×10.78 |
| 5                         | 0.083 333 | 3.574 22  | 42.891 | 4×10.72 | 3.574 22  | 42.891 | 4×10.72 |
| 5                         | 0.083 333 | 5.371 09  | 64.453 | 6×10.74 | 5.449 22  | 65.391 | 6×10.90 |
| 6.5                       | 0.108 333 | 2.246 09  | 20.733 | 2×10.37 | 2.343 75  | 21.635 | 2×10.82 |
| 6.5                       | 0.108 333 | 4.687 50  | 43.269 | 4×10.82 | 4.667 97  | 43.089 | 4×10.77 |
| 6.5                       | 0.108 333 | 7.050 78  | 65.084 | 6×10.85 | 7.050 78  | 65.084 | 6×10.85 |

表 6 轴承润滑油脂检测结果

Tab. 6 Bearing lubricating grease test results

| 主轴承部位 | 成分名称                     | 含量    | 控制线     | 测试标准       |
|-------|--------------------------|-------|---------|------------|
| 1#前端  | 铁/(mg·kg <sup>-1</sup> ) | 1 837 | ≤50~100 | ASTM D7303 |
| 1#前端  | 铜/(mg·kg <sup>-1</sup> ) | <1    | ≤30~50  | ASTM D7303 |
| 1#前端  | 钢网分油/%                   | 4.8   | ≤6~10   | SH/T 0324  |
| 1#后端  | 铁/(mg·kg <sup>-1</sup> ) | 87    | ≤50~100 | ASTM D7303 |
| 1#后端  | 铜/(mg·kg <sup>-1</sup> ) | <1    | ≤30~50  | ASTM D7303 |
| 1#后端  | 钢网分油/%                   | 4.2   | ≤6~10   | SH/T 0324  |
| 2#前端  | 铁/(mg·kg <sup>-1</sup> ) | 36    | ≤50~100 | ASTM D7303 |
| 2#前端  | 铜/(mg·kg <sup>-1</sup> ) | <1    | ≤30~50  | ASTM D7303 |
| 2#前端  | 钢网分油/%                   | 4.6   | ≤6~10   | SH/T 0324  |
| 2#后端  | 铁/(mg·kg <sup>-1</sup> ) | 85    | ≤50~100 | ASTM D7303 |
| 2#后端  | 铜/(mg·kg <sup>-1</sup> ) | <1    | ≤30~50  | ASTM D7303 |
| 2#后端  | 钢网分油/%                   | 5.2   | ≤6~10   | SH/T 0324  |

2)在振动数据采集量足够的情况下,通过时域信号的脉冲转频比 22,与滚动体的故障频率与转频比值 10.8 对比分析,约为 2 倍关系,即可判断出滚动体故障,因此可以通过时域信号的平均冲击间隔来初步判断轴承的故障问题。

3)加速度包络分析能够在频域信号谱中准确识别出故障特征频率,此外,机组轴承的包络谱中还出现了塔筒顶端振动频率 0.293 Hz,与塔顶传感器测试的塔筒振动频率 0.293 ~ 0.313 Hz 基本一致,这一点直接体现了风电机组传动链系统的多刚体耦合振

动特征。

此外,文章的测点选取方法仅适用于直驱系列的风电机组,并且对于不同海域或陆上机组,由于载荷形式不同,轴系仰角不同,还需根据计算分析,得到主轴轴承承压区位置,以此确保测点布置于承压区内,才能保证测试的准确性。

#### 参考文献:

- [1] 陈云龙雨. 风机轴承故障信号特征提取与识别技术研究 [D]. 上海: 上海电机学院, 2021. DOI: [10.27818/d.cnki.gshdj.2021.000107](https://doi.org/10.27818/d.cnki.gshdj.2021.000107).  
CHEN Y L Y. Research on feature extraction and recognition

- technology of fan bearing fault signal [D]. Shanghai: Shanghai Dianji University, 2021. DOI: [10.27818/d.cnki.gshdj.2021.000107](https://doi.org/10.27818/d.cnki.gshdj.2021.000107).
- [2] 周冰. 海上风电机组智能故障预警系统研究 [J]. *南方能源建设*, 2018, 5(2): 133-137. DOI: [10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2018.02.019](https://doi.org/10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2018.02.019).
- ZHOU B. Research on intelligent fault warning system of offshore wind turbines [J]. *Southern energy construction*, 2018, 5(2): 133-137. DOI: [10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2018.02.019](https://doi.org/10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2018.02.019).
- [3] 徐继亚, 王艳, 纪志成. 基于鲸鱼算法优化 WKELM 的滚动轴承故障诊断 [J]. *系统仿真学报*, 2017, 29(9): 2189-2197. DOI: [10.16182/j.issn1004731x.joss.201709042](https://doi.org/10.16182/j.issn1004731x.joss.201709042).
- XU J Y, WANG Y, JI Z C. Fault diagnosis method of rolling bearing based on WKELM optimized by whale optimization algorithm [J]. *Journal of system simulation*, 2017, 29(9): 2189-2197. DOI: [10.16182/j.issn1004731x.joss.201709042](https://doi.org/10.16182/j.issn1004731x.joss.201709042).
- [4] 初岳峰, 王凯, 肖忠铭, 等. 海上风电船机与风电设备故障分析及应对策略综述 [J]. *南方能源建设*, 2022, 9(1): 9-19. DOI: [10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2022.01.002](https://doi.org/10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2022.01.002).
- CHU Y F, WANG K, XIAO Z M, et al. Fault analysis and countermeasures of wind turbine installation vessel's key equipment and wind power equipment [J]. *Southern energy construction*, 2022, 9(1): 9-19. DOI: [10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2022.01.002](https://doi.org/10.16516/j.gedi.issn2095-8676.2022.01.002).
- [5] LIU C J, WANG D W, GOODMAN E D, et al. Adaptive walking control of biped robots using online trajectory generation method based on neural oscillators [J]. *Journal of bionic engineering*, 2016, 13(4): 572-584. DOI: [10.1016/S1672-6529\(16\)60329-3](https://doi.org/10.1016/S1672-6529(16)60329-3).
- [6] 王冰, 赵联春, 王东, 等. 轴承异常声检测错判和漏判原因分析与对策 [J]. *轴承*, 2011(12): 42-46. DOI: [10.3969/j.issn.1000-3762.2011.12.014](https://doi.org/10.3969/j.issn.1000-3762.2011.12.014).
- WANG B, ZHAO L C, WANG D, et al. Analysis of causes and solution for erroneous and omissive assessment of bearing abnormal noise [J]. *Bearing*, 2011(12): 42-46. DOI: [10.3969/j.issn.1000-3762.2011.12.014](https://doi.org/10.3969/j.issn.1000-3762.2011.12.014).
- [7] 戴耀辉, 苗瑞, 罗兴铭, 等. 基于小波变换和高阶特征提取的直驱风机轴承故障诊断方法 [J]. *四川电力技术*, 2016, 39(6): 41-46. DOI: [10.16527/j.cnki.cn51-1315/tm.2016.06.010](https://doi.org/10.16527/j.cnki.cn51-1315/tm.2016.06.010).
- DAI Y H, MIAO R, LUO X M, et al. Bearing fault diagnosis method of direct-driven wind turbine based on wavelet transform and high order feature extraction [J]. *Sichuan electric power technology*, 2016, 39(6): 41-46. DOI: [10.16527/j.cnki.cn51-1315/tm.2016.06.010](https://doi.org/10.16527/j.cnki.cn51-1315/tm.2016.06.010).
- [8] 张静. 风电机组齿轮箱轴承故障信号特征提取方法研究 [D]. 淄博: 山东理工大学, 2021. DOI: [10.27276/d.cnki.gsdgc.2021.000037](https://doi.org/10.27276/d.cnki.gsdgc.2021.000037).
- ZHANG J. Research on feature extraction method of fault signal of gearbox bearing of wind turbine [D]. Zibo: Shandong University of Technology, 2021. DOI: [10.27276/d.cnki.gsdgc.2021.000037](https://doi.org/10.27276/d.cnki.gsdgc.2021.000037).
- [9] 王晓龙, 李英晟, 付锐琪. 基于 ACMD 的风机轴承故障诊断 [C]//第十四届全国振动理论及应用学术会议 (NVTA2021) 摘要集, 天津, 10 月 23 日, 2021. 天津: 中国振动工程学会, 2021: 1. DOI: [10.26914/c.cnkihy.2021.049311](https://doi.org/10.26914/c.cnkihy.2021.049311).
- WANG X L, LI Y S, FU R Q. Fault diagnosis of fan bearing based on ACMD [C]//China Society of Vibration Engineering. Abstracts of the 14th National Symposium on Vibration Theory and Application (NVTA2021), Tianjin, October 23, 2021. Tianjin: Department of Mechanical Engineering, North China Electric Power University, 2021: 1. DOI: [10.26914/c.cnkihy.2021.049311](https://doi.org/10.26914/c.cnkihy.2021.049311).
- [10] 崔夕峰, 王建梅, 宁可. 风力发电机组振动监测的超标问题研究 [J]. *太原科技大学学报*, 2018, 39(2): 131-135. DOI: [10.3969/j.issn.1673-2057.2018.02.009](https://doi.org/10.3969/j.issn.1673-2057.2018.02.009).
- CUI X F, WANG J M, NING K. Research on monitoring and measurement on vibration of wind turbine group [J]. *Journal of Taiyuan University of Science and Technology*, 2018, 39(2): 131-135. DOI: [10.3969/j.issn.1673-2057.2018.02.009](https://doi.org/10.3969/j.issn.1673-2057.2018.02.009).
- [11] 晏红文, 田红旗, 赵萍, 等. 大型风力发电机组传动链动力学分析与试验研究 [J]. *机械强度*, 2015, 37(6): 1023-1029. DOI: [10.16579/j.issn.1001.9669.2015.06.031](https://doi.org/10.16579/j.issn.1001.9669.2015.06.031).
- YAN H W, TIAN H Q, ZHAO P, et al. Testing study and dynamic analysis of drive train on mw wind turbine [J]. *Journal of mechanical strength*, 2015, 37(6): 1023-1029. DOI: [10.16579/j.issn.1001.9669.2015.06.031](https://doi.org/10.16579/j.issn.1001.9669.2015.06.031).
- [12] 于秀丽, 崔皓, 靳宏杰, 等. 某风电场双馈风力发电机振动异常故障诊断 [J]. *风能*, 2021(4): 82-88.
- YU X L, CUI H, JIN H J, et al. Abnormal vibration fault diagnosis of doubly-fed wind turbine in a wind farm [J]. *Wind energy*, 2021(4): 82-88.
- [13] 于成海, 宋井磊. 风电机组直驱永磁发电机故障案例分析 [J]. *现代工业经济和信息化*, 2021, 11(9): 214-216. DOI: [10.16525/j.cnki.14-1362/n.2021.09.91](https://doi.org/10.16525/j.cnki.14-1362/n.2021.09.91).
- YU C H, SONG J L. Analysis of failure cases of direct drive permanent magnet generator of wind turbine [J]. *Modern industrial economy and informationization*, 2021, 11(9): 214-216. DOI: [10.16525/j.cnki.14-1362/n.2021.09.91](https://doi.org/10.16525/j.cnki.14-1362/n.2021.09.91).
- [14] 刘增辉, 陈建兵, 宋玉鹏, 等. 考虑桨叶伺服控制的浮式风机多刚体动力学建模与验证 [J]. *振动工程学报*, 2023, 36(4): 892-902. DOI: [10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2023.04.002](https://doi.org/10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2023.04.002).
- LIU Z H, CHEN J B, SONG Y P, et al. Modeling and verification of multi-rigid body dynamics of floating offshore wind turbines considering servo control [J]. *Journal of vibration engineering*, 2023, 36(4): 892-902. DOI: [10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2023.04.002](https://doi.org/10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2023.04.002).
- [15] 中华人民共和国国家市场监督管理总局, 中国国家标准化管理委员会. 风力发电机组及其组件机械振动测量与评估: GB/T 35854—2018 [S]. 北京: 中国标准出版社, 2018.
- State Administration for Market Regulation, Inspection and Quarantine of the People's Republic of China, Standardization Administration of the People's Republic of China. Mechanical

- vibration measurement and evaluation for the wind turbines and their components: GB/T 35854—2018 [S]. Beijing: Standards Press of China, 2018.
- [16] 付华强, 杨静, 陆瑞, 等. 风电机组主轴轴承载荷分布分析及数值求解 [J]. 风能, 2019(4): 120-123.  
FU H Q, YANG J, LU R, et al. Load distribution analysis and numerical solution of main shaft bearing of wind turbine [J]. Wind energy, 2019(4): 120-123.
- [17] 朱宇腾, 梁辉, 漫恒源, 等. 基于 ROMAX 柔性模型的风电主轴圆锥滚子轴承接触应力和疲劳寿命分析 [J/OL]. 机电工程技术, 1-10 [2024-02-04]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/44.1522.TH.20231229.1030.004.html>.  
ZHU Y T, LIANG H, MAN H Y, et al. Contact stress and fatigue life analysis of tapered roller bearings for wind turbine based on ROMAX flexible model [J/OL]. Mechanical & electrical engineering technology, 1-10 [2024-02-04]. <http://kns.cnki.net/kcms/detail/44.1522.TH.20231229.1030.004.html>.
- [18] 李源, 曹国豪, 马武福, 等. 风力发电机定子振动测试及响应分析 [J]. 西南石油大学学报(自然科学版), 2021, 43(6): 183-190. DOI: 10.11885/j.issn.1674-5086.2020.10.29.02.  
LI Y, CAO G H, MA W F, et al. The vibration test and response analysis of wind power generation stator [J]. Journal of Southwest Petroleum University (science & technology edition), 2021, 43(6): 183-190. DOI: 10.11885/j.issn.1674-5086.2020.10.29.02.
- [19] 张键. 机械故障诊断技术(2版) [M]. 北京: 机械工业出版社, 2014: 129-133.  
ZHANG J. Mechanical fault diagnosis technique (2nd ed.) [M]. Beijing: Mechanical Industry Press, 2014: 129-133.
- [20] 风力发电机及其组件机械振动的测量和评估: VDI 3834—2009 [S]. 2009.  
Measurement and evaluation of mechanical vibration of wind turbine and its components: VDI 3834—2009 [S]. 2009.
- [21] 黄宏臣, 郭四洲, 王子彦, 等. 加速度包络解调方法在风力发电机滚动轴承早期故障诊断应用研究 [J]. 机械设计与制造, 2022(3): 251-253,257 DOI: 10.19356/j.cnki.1001-3997.2021115.030.  
HUANG H C, GUO S Z, WANG Z Y, et al. Research on acceleration envelope demodulation method in early fault diagnosis of wind generator rolling bearing [J]. Machinery design & manufacture, 2022(3): 251-253,257. DOI: 10.19356/j.cnki.1001-3997.2021115.030.
- [22] SNAFII N, ABDOLMALEKI A, LAU N, et al. Development of an omnidirectional walk engine for soccer humanoid robots [J]. International journal of advanced robotic systems, 2015, 12(12): 1. DOI: 10.5772/61314.

#### 作者简介:



熊康

熊康(第一作者)

1995-, 男, 硕士, 主要从事风电机组机械设计、结构振动和强度分析工作(e-mail) [xiong\\_kang\\_whut@163.com](mailto:xiong_kang_whut@163.com)。



李源

李源(通信作者)

1982-, 男, 高级工程师, 硕士, 从事风力发电机组结构刚强度、疲劳、振动特性的研究工作(e-mail) [liy7728@dongfang.com](mailto:liy7728@dongfang.com)。

#### 项目简介:

**项目名称** 多重损伤耦合作用的风电机组传动系统故障物理可靠性分析和设计优化(52175130)

**承担单位** 成都大学

**项目概述** 在长期交变载荷激励作用下, 风电机组传动系统各部件(如轴承、发电机、主轴等)会出现不同程度和不同形态的结构损伤。项目针对风机结构损伤的随机不确定性进行研究, 合理量化、融合这些损伤对传动系统的影响, 以此建立多重损伤耦合作用下的故障物理可靠性分析方法及可靠性设计优化方法, 为风电机组的后期运行维护, 提供指导性意见。

**主要创新点** (1)对风电机组传动系统结构损伤的随机不确定性和认知不确定性进行了科学合理的量化与融合;(2)综合考虑了多种损伤及其耦合作用对风电机组传动系统结构可靠性的影响。

(编辑 徐嘉铖)